



部分的な重なりを有する平板接合構造の簡易減衰推定法*

平居 嵩朗^{*1}, 鞍谷 文保^{*2}, 小出 一志^{*1}, 城戸 一郎^{*3}

A simplified method for estimating damping of joined plate structures with partial overlap region

Takao HIRAI^{*1}, Fumiyasu KURATANI, Kazushi KOIDE and Ichiro KIDO^{*1} Department of Mechanical Engineering, University of Fukui
3-9-1Bunkyo, Fukui-shi, Fukui 910-8507, Japan

Received 12 November 2013

Abstract

Mechanical joints such as bolted and spot welded joints are widely used to join plate structures. The existence of contact interface in the joint increases the vibration damping in the structure because the energy dissipation due to friction occurs at the interface. In this paper, we propose a procedure for calculating the energy dissipation at the interface using finite element analysis to estimate the damping for the fundamental and the higher modes. We use the static contact analysis instead of the dynamic contact analysis to reduce computational effort and use the mode shapes of linear FE model of the joined plate structure as the forced displacement in the static contact analysis. This enables us to obtain the energy dissipation depending on the mode shape for each mode. To improve the calculation accuracy of the energy dissipation, we apply a surface load on the overlap (interface) region and find the necessary value of surface load. To validate the proposed procedure, the modal damping ratios estimated from the dissipated energy are compared with the measured damping ratios. The results show that the proposed procedure enables to accurately estimate the energy dissipation of the joined plate structure. The necessary surface load increases with increasing mode number and varies almost proportionally with the square of the angular frequency.

Key Words : Modal analysis, Finite element method, Damping, Mode shape, Contact analysis, Energy dissipation

1. 緒 言

ボルト締結やスポット溶接で接合された平板構造では、接合接触面において摩擦によるエネルギー散逸が生じ、構造全体の減衰能を高めることが知られている。動的設計において構造の減衰特性を把握しておくことは重要で、そのために接合面における減衰発生メカニズムを理解し、減衰特性を予測できることが望まれる。

平板接合構造の接合面の摩擦減衰に関しては、多くの研究がなされている。遠藤らは多数のボルトで締結された2枚合せ板構造を対象に、締結本数、締結位置と減衰能の関係を実験的に調べている(遠藤他, 2006)。Goodmanらは、2枚合せ板構造が曲げ変形することで接合接触面に生じる相対すべりを基に、摩擦による減衰発生メカニズムを明らかにしている(Goodman and Klumpp, 1956)。Bournineらはボルト締結された2枚合せ板構造の摩擦減衰において、スティックスリップを考慮した検討を行っている(Bournine, et al., 2011)。これらはすべて同一寸法の平板を重ね合せ、一端を固定した片持ちばり構造を対象としたもので、2枚の板が同じ曲率でたわむと仮定した解析的な方法である。Chenらは、有限要素解析を用いて平板接合構造の接合面における散逸エネルギーを算出する方法を提案している(Chen and Deng, 2005)。しかし、片持ちばり構造の先端に静的強制力を作用させた場合で、基本曲げモードの検討に留まっている。実際の接合構造においては、構成部材が同一寸法だけでなく、寸法

* 論文 No.13-00817 [DOI: 10.1299/transjsme.2014trans0075]

^{*1} 学生員, 福井大学大学院工学研究科 (〒910-8507 福井県福井市文京 3-9-1)^{*2} 正員, 福井大学大学院工学研究科^{*3} 正員, トヨタテクニカルディベロップメント(株) (〒461-0001 愛知県名古屋市中区泉 2-28-23 NORE 桜通)

E-mail: kuratani@mech.u-fukui.ac.jp

が異なり部分的な重なりを有する構造も多い。この場合、重なり部が同じ曲率で変形せず、接触したり離れたりする可能性がある。このような構造に対し、岸本ら、Asadi ら、Dovstam らは接合面の摩擦力や減衰力を陽な形でモデル化し、部分的な重なりを有する構造の動的応答を求めているが、接合面での接触を考慮した検討はなされていない (Asadi, et al., 2012, Dovstam, et al., 2012, 岸本, 遠藤, 2007)。Abbadi らは、一点スポット溶接された部分的な重なりを有する平板接合構造を対象に、有限要素法による動的接触解析 (陽解法) を行い、得られた時刻歴応答を周波数分析することで複数モードのモード減衰比を推定している (Abbadi, et al., 2004)。しかし、モードごとの減衰を決定する接合面での散逸エネルギーや減衰特性と振動モード形状との関係については言及されていない。また、複数のボルトやスポット溶接で接合された平板構造の場合は接触範囲が広く、さらに金属同士の接触であるために、動的陰解法では計算時間や計算の安定性、動的陽解法では解析精度が問題なり、動的接触解析の適用が困難な場合も多い。

そこで著者らは前報で、部分的な重なりを有する接合構造を対象に、動的接触解析ではなく静的接触解析 (陰解法) を用いて、低次から複数個のモードの接合面における摩擦による散逸エネルギーの算定法を提案した (Kuratani, et al., 2013)。しかし、散逸エネルギーから推定したモード減衰比を実験値と比較したところ、実験値より大幅に小さくなった。この原因として、接合面に付与する面圧を考慮していないことが考えられた。接合面に付与する面圧が減衰に及ぼす影響の検討として、Bournine らや Chen らは 2 枚合せ板構造の場合について、減衰が最大になるボルト締付トルクあるいは面圧の存在を示唆している。しかしこれらの研究は、2 枚の同一寸法の平板が全面接触する場合で、さらに基本曲げモードのみの検討である。

本論文では、部分的な重なりを有する接合構造を対象に、モードごとの減衰特性を簡易に推定する方法を提案する。基本的な解析方法は前報と同様で、有限要素法を用いた静的接触解析で接合面における摩擦による散逸エネルギーを算出し、モードごとの減衰比を推定する。静的接触解析の荷重条件として、多くの研究で用いられている強制力ではなく強制変位を採用し、強制変位として線形振動解析で得られた振動モードを用いることで、モード形状に依存した散逸エネルギーの算定を可能にする。本論文では、特に散逸エネルギーの算出において、接合面に付与する面荷重 (面圧) について検討する。基礎的検討として、面荷重は接合面全体で均一とし、さらに強制変位の負荷中も一定値を付与する。提案する方法でモードごとの面荷重の適正值を求め、得られた適正值を基にその物理的な意味を検討する。

2. 曲げ変形による接合接触面の摩擦減衰

本論文では、図 1 のような 1 枚の長板を 2 枚の短板で上下から挟み込む 3 枚構成で、部分的な重なりを有する構造を対象とする。板が曲げ変形すると接合接触面において相対すべりが生じ、摩擦によるエネルギー散逸が起きる。これが、接合構造の減衰の大きな要因である。長さが異なる構造の場合、長板と短板の曲げ変形の曲率が異なるために、曲げ変形の大きさにより長板と短板の重なり部での接触状態が変化する。この場合、解析的な方法の適用は困難で、有限要素解析を用いて摩擦による散逸エネルギーを算出する必要がある。

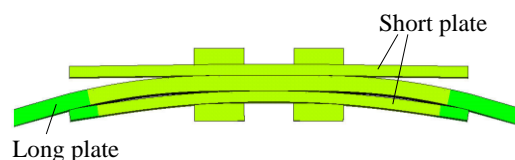


Fig. 1 Joined plate structure with partial overlap region. This shows a typical deformation shape of the partial overlap region.

3. 散逸エネルギー算出法

接合面における散逸エネルギーが算出できれば、モード減衰比が推定可能となり、モードごとの減衰特性の評価が可能となる。そのために、モードごとの散逸エネルギーを簡易に算出する方法を提案する。基本的な解析方法は前報と同様で、有限要素法を用いた強制変位による静的接触解析を実施し、その結果から散逸エネルギーを算出する。静的接触解析の荷重条件として強制力ではなく、線形振動解析で得られた振動モードを用いた強制変

位を採用することで、モード形状に依存した散逸エネルギーの算定を可能とする。本論文では、前報では考慮しなかった接合面に付与する面荷重が散逸エネルギーに及ぼす影響を調べ、モードごとの面荷重の適正値を求める。そして、得られたモードごとの適正値を基に、その物理的な意味を検討する。

3・1 散逸エネルギー算出の流れ

図2に散逸エネルギー算出の流れを示す。平板接合構造の線形有限要素 (FE) モデルを作成し、固有値解析で振動モードを求める。次に、長板と短板の接合面に接触要素を定義し、線形 FE モデルを接触解析用非線形 FE モデルに修正する。修正後の FE モデルに対して、静的接触解析を実施する。本論文では強制変位を負荷する前に、長板と短板の接合面に面荷重を与えて接触解析を行い、その後、固有値解析で得られたモード形状と同じ分布の強制変位を長板のみに与えて接触解析を行う。強制変位分布はモードごとに変更し、さらに長板の曲げ変形が最大 (4 分の 1 周期) になるまでを複数ステップに、続いて最大変形の状態から変形なし (半周期) に戻るまでも複数ステップに分割し、強制変位を与える。その結果、ステップごとの接合面における接触圧力、接触面積、すべり量を得ることができる。得られた接触圧力などから摩擦による散逸エネルギーを算出する。なお、面荷重は強制変位を与える間も負荷を続ける。

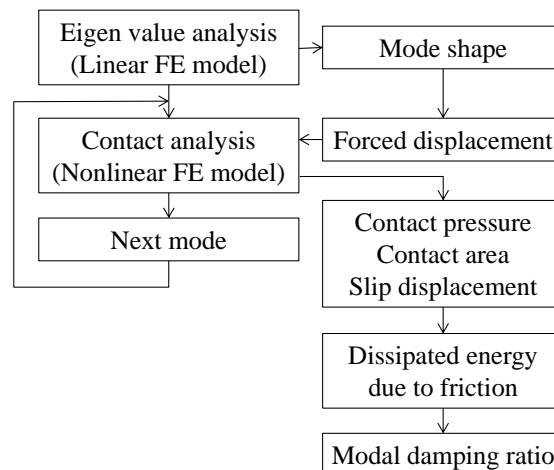


Fig. 2 Flow chart of the procedure for calculating dissipated energy. First, a linear FE model is built and the mode shapes are obtained. Second, contact elements are defined on the overlap region between the long and the two short plates. Third, the forced displacement is applied to the long plate only in the static contact analysis and the contact results such as the contact pressure, contact area and slip displacement are obtained. As the forced displacement, the scaled mode shape is used for each mode. Finally, the dissipated energy due to friction is calculated from the contact results.

3・2 摩擦による散逸エネルギーの算出

摩擦による散逸エネルギーは、接触解析で得られた各ステップの接触圧力、接触面積、すべり量から次式で算出する。

$${}^{(j)}E_r^d = \sum_{i=1}^n \mu p_i^{(j)} A_i^{(j)} s_i^{(j)} \quad (1)$$

ここで、 ${}^{(j)}E_r^d$ は r 次モードの j ステップの散逸エネルギーで、 $p_i^{(j)}$ 、 $A_i^{(j)}$ 、 $s_i^{(j)}$ は r 次モードの j ステップの接触圧力、接触面積、すべり量である。 n は接触要素の数で、 μ は摩擦係数である。なお、各ステップのすべり量 $s_i^{(j)}$ は、ステップ間の累積すべり量の差として算出する。半周期分の散逸エネルギー E_r^d は、各ステップでの散逸エネルギー ${}^{(j)}E_r^d$ ($j=1, \dots, 200$) の総和となる。

3・3 モード減衰比の算出

モード減衰比は、散逸エネルギーと振動エネルギーから近似的に次式から得られる (日本機械学会編, 1998)。

$$\zeta_r \cong \frac{1}{4\pi} \left(\frac{2E_r^d}{E_r^v} \right) \quad (2)$$

ここで、 ζ_r は r 次のモード減衰比で、 $2E_r^d$ は 1 周期分の散逸エネルギー (3・2 節で算出した散逸エネルギー E_r^d は半周期分)、 E_r^v は振動エネルギー (運動エネルギーの最大値) である。振動エネルギー E_r^v は固有値解析で得られるモード運動エネルギー \bar{E}_r^v から次式で算出する。

$$E_r^v = R_r^2 \bar{E}_r^v \quad (3)$$

モード運動エネルギー \bar{E}_r^v は相対値で、次式で定義される。

$$\bar{E}_r^v = \frac{1}{2} \omega_r^2 \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} \quad (4)$$

ここで、 $[M]$ はモデル全体の質量行列、 ω_r と $\{\phi_r\}$ は r 次の固有角振動数と振動モードである。また、 R_r は加振位置における強制変位 d_r と同位置の振動モード成分 ϕ_{ir} との比 d_r/ϕ_{ir} である。

4. 減衰特性の測定

検討対象の 3 枚構造の試験片を製作し、振動実験でモードごとの減衰特性を測定した。

4・1 試験片

図 3(a) に試験片形状を示す。試験片は、前報と同様に 480 mm×80 mm×3 mm の鋼板 (長板と呼ぶ) と 80 mm×80 mm×2 mm の 2 枚の鋼板 (短板と呼ぶ) からなる 3 枚構成で、長板、短板ともに一般構造用圧延鋼材 (SS400) である。φ5.5 mm の貫通穴を明け、M5 のボルト・ナットで締結した。ボルト締結パターンは、図 3(b) に示す内側 4 ケ所締結である。この締結パターンは、前報で検討した内側 4 ケ所締結、外側 4 ケ所締結、全 8 ケ所締結において、減衰が最も大きくなった場合である。なお、比較のために短板長さ 60 mm (60 mm×80 mm×2 mm) についても測定を行った。試験片は、短板長さ 60 mm, 80 mm のそれぞれについて 2 組製作した。

5・2 節の静的接触解析で用いる摩擦係数は、表面性試験機 (トライボステーション TYPE32) を用いた往復摩擦摩耗試験で、長板と短板の各 2 組、計 4 組についてそれぞれ 2 回、計 8 回の測定を行い、その結果から定めた。測定値の平均は 0.248 で標準偏差は 0.036 が得られたので、接触解析で用いる摩擦係数は 0.25 とした。なお、振動実験の前には、長板と短板の接合面を洗浄し、油分を取り除いて乾燥させた後、トルクレンチを用いて 3 Nm のトルクで締結した。

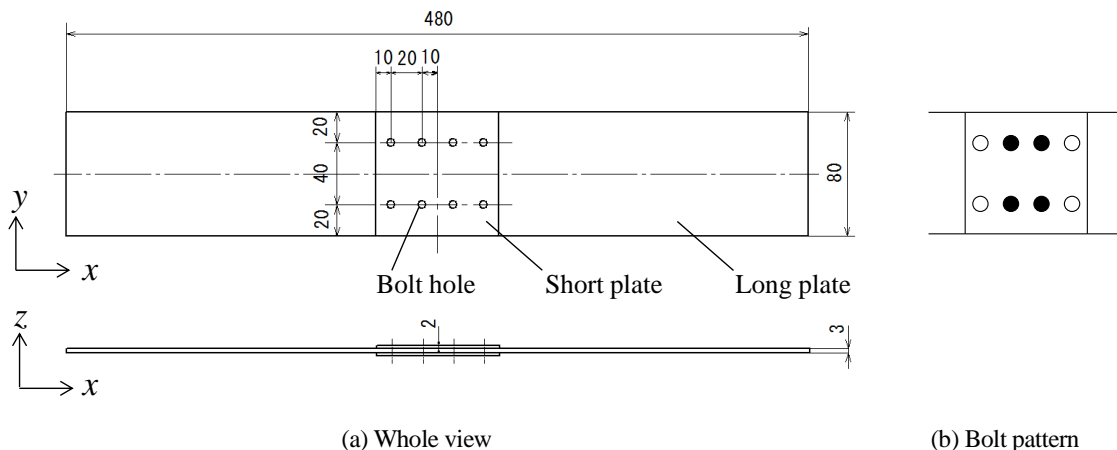


Fig. 3 Test structure where a long plate is sandwiched between two short plates. The three plates had 8 holes (5.5 mm diameter) each and are bolted together as shown in the bolt pattern using 4-M5 bolts with a tightening torque of 3 Nm.

4・2 実験モード減衰比

振動実験においては、振動モードの節を糸で吊るし自由支持とし、インパクトハンマで加振したときの応答を加速度センサで測定した。加振位置は、曲げモードだけ（長板と短板の変形関係が明確な曲げモードのみを検討対象とした）を励起するために端部の幅方向中央とし、加速度センサは板の両端の幅方向中央（一つは加振位置の裏面位置）に取り付けた。測定した加振力、加速度から周波数応答関数（FRF）を求め、2ヶ所のFRFから1自由度曲線適合法で各モードの固有振動数およびモード減衰比を抽出した。FRFは一つの試験片につき5組（5回のFRFの平均を1組とする）測定し、2個の試験片の計10組のFRFからモードごとに10個のモード減衰比を抽出し、その平均値と標準偏差を求めた。

図4に、実験FRFから抽出された曲げモードのモード減衰比の平均値と標準偏差を示す。短板長さ80mmの方が60mmよりすべてのモードでモード減衰比が大きい。また、短板長さ80mm、60mmともモードごとに減衰比の大きさが異なり、1次、3次、5次モードの方が2次、4次モードより減衰比が大きいことがわかる。図6に示すように1次、3次モード（5次モードも同じ）は長手方向中央のモデル対称面に関して対称なモードで、2次、4次モードは逆対称なモードである。ばらつきに関しては、短板長さ80mm、60mmとも1次モードが少し大きい、全体としてはそれほど大きなばらつきは認められない。

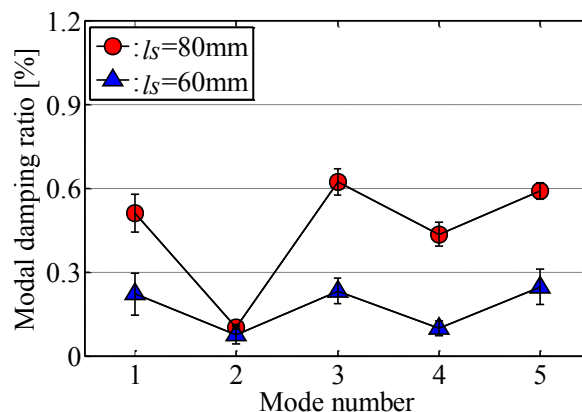


Fig. 4 Modal damping ratios measured in the vibration testing. The damping ratios for the 80 mm short plate length are larger than those for the 60 mm short plate length while both damping ratios have the same tendency, i.e., the damping ratios at the 1st, 3rd and 5th modes are large compared to those at the 2nd and 4th modes.

なお、Bournine らはボルト締付トルクが減衰特性に及ぼす影響を検討し、減衰が最大になるボルト締付トルクの存在を示唆している。本実験でもボルト締付トルクを 2.0 Nm, 3.0 Nm, 4.0 Nm と変化させモード減衰比を測定したが、ばらつきを超えるような大きな変化は見られなかった。その理由は、本論文で取り上げる構造では、図1に示すように長板と短板が全面では接触せず、また離れたり接触したりする。その結果、スティックスリップのスティック状態が発生しにくく、ボルト締付トルクによる減衰の変化が見られなかったと考える。

5. 線形振動解析と静的接触解析

線形振動解析および静的接触解析には、汎用有限要素解析プログラム Ansys を用いた。

5・1 線形振動解析

図5に線形振動解析に用いたFEモデルを示す。3枚の鋼板は8節点6面体のソリッドシェル要素（Solsh 190）で、ボルトのヘッド・ナットは8節点6面体のソリッド要素（Solid 185）で、ボルト軸部はビーム要素（Beam 188, 直径 5 mm）でモデル化した。ボルトのヘッド・ナットと短板との結合は、ヘッド・ナットを表すソリッド要素と短板を表すソリッドシェル要素の接触面の節点を共有させている。また、短板と長板の結合は、実験で得られた周波数応答関数（FRF）と解析モデルのFRFが一致するように調整を行った。その結果、短板長さ80mmの場合、各ボルト貫通位置においてx方向はヘッド・ナットを表すソリッド要素の幅10mm、y方向はソリッド要素

の幅 10 mm に加えて両側 1 要素分 (5 mm) ずつ節点の共有範囲を大きくしている。短板長さ 60 mm の場合は, y 方向はソリッド要素の幅 10 mm で, x 方向はソリッド要素の幅 10 mm より両側 1 要素分 (2.5 mm) だけ狭い範囲の節点を共有している。ボルト軸部を表すビーム要素とヘッド・ナットを表すソリッド要素とは, ビーム要素の両側各節点とソリッド要素が短板と共有する節点を剛体ビーム要素 (MPC 184) で結合しており, 長板のソリッドシェル要素とビーム要素は直接には節点を共有していない。なお, 本モデルではボルト穴を省略しており, その質量の増加分の対策としてボルト軸部を表すビーム要素の質量を 0 としている。材料特性はすべてヤング率 $E=206$ GPa, 密度 $\rho=7800$ kg/m³, ポアソン比 $\nu=0.3$ とした。

図 6 に, 短板長さ 80 mm の曲げ 1 次から 4 次モードまでの振動モードを示す。1 次と 3 次モードは x 方向中央のモデル対称面に関して対称なモードで, 2 次と 4 次モードは逆対称なモードである。図 7 に 3 次と 2 次モードの締結部の拡大図を示す。対称モードの 3 次モード (1 次モードも同様) は長板の変形が大きく, 短板の変形は小さい。一方, 逆対称モードの 2 次モード (4 次モードも同様) は長板と短板が一体で剛体のように回転運動していることがわかる。前報で述べたように, この対称モードと逆対称モードの違いがモード減衰比の違いに大きく表れている。

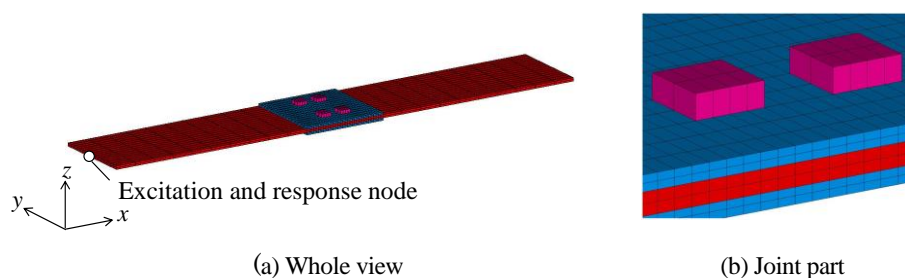


Fig. 5 Linear FE model for vibration analysis (80 mm short plate length). The three steel plates were modeled with solid-shell element (Solsh 190), the bolt heads and nuts were modeled with solid element (Solid 185) and the bolt shanks were modeled with beam element (Beam 188).

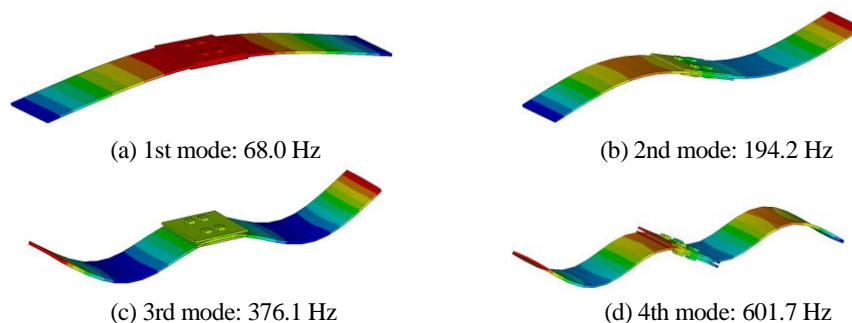


Fig. 6 First four bending mode shapes (80 mm short plate length). The mode shapes of the 1st and 3rd modes are symmetric about the y - z plane while the mode shapes of the 2nd and 4th modes are antisymmetric.

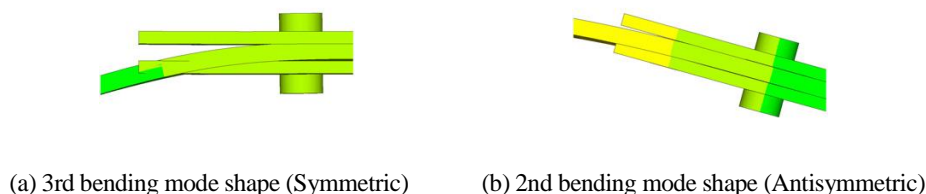


Fig. 7 Enlarged view of joining part. (a) the deflection of long plate is large while the deflection of short plates is small. (b) the long plate and short plates do not move away from each other and rotate together.

線形振動解析 (固有値解析) に用いた FE モデルの精度を検証する。図 8(a)に短板長さ 80 mm の場合の実験と FE モデルから得られた自己周波数応答関数 (FRF) の比較を, 図 8(b)に短板長さ 60 mm の場合を示す。減衰比は,

実験で得られたモード減衰比を用いている。実線が FE モデルの FRF で、一点鎖線が実験結果である。短板長さ 80 mm の場合、解析と実験は 800 Hz 以下ではよい一致を示しており、4 つのピークが曲げ 1 次から 4 次モードで、解析と実験のモード順が一致していることを確認している。短板長さ 60 mm の場合は、曲げ 1 次から 6 次モードが含まれる 1500 Hz 以下で解析と実験はよい一致を示している。したがって、短板長さ 80 mm では曲げ 4 次まで、短板長さ 60 mm では曲げ 6 次までのモードに関しては、線形 FE モデルの振動モードを用いてモード形状に依存した散逸エネルギーの算定が可能と考える。

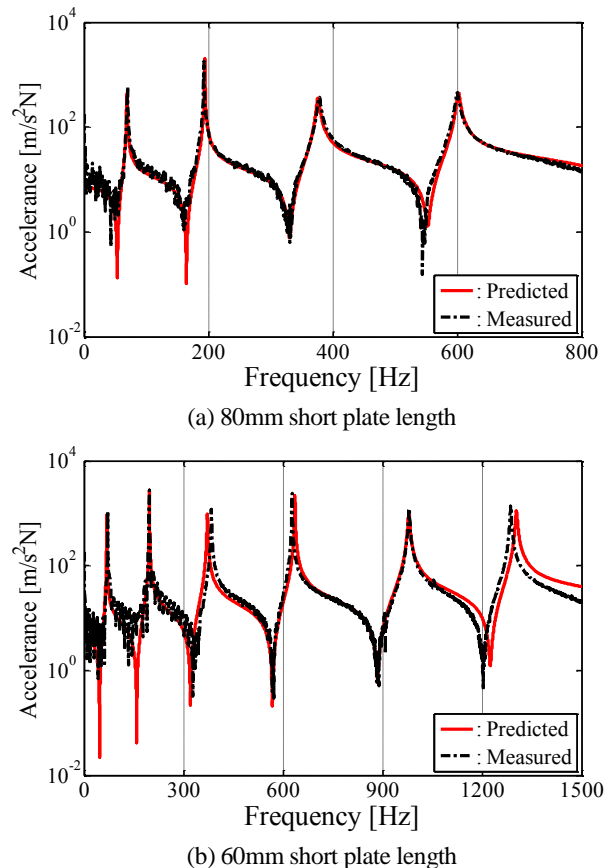


Fig. 8 Comparison of the FE predicted and measured FRFs. (a) for 80 mm short plate length, the predicted FRF is in good agreement with the measured FRF below 800 Hz and the 1st to 4th modes are inside this frequency range. (b) for 60 mm short plate length, the predicted FRF is in good agreement with the measured FRF below 1500 Hz and the 1st to 6th modes are inside this frequency range.

5・2 静的接触解析

固有値解析で用いた線形 FE モデルの長板と短板の接合面に、図 9 のように接触要素 (Conta 173 および Targe 170) を定義し、接触解析用非線形 FE モデルに修正する。さらに、線形 FE モデルで結合されていた長板と短板の結合を取り除く。剛体運動を拘束するために、長板、短板とも y 方向対称面の節点を y 方向に拘束し、 x 方向に関しては x 方向対称面と長板の中立面との交差軸上の節点のみを x 方向に拘束する。接触解析においては、最初に接合面の上下短板下面に $-z$ 方向の面荷重および下短板上面に z 方向の面荷重を与えて解析を実施する。その場合に、対称モード (1 次, 3 次, 5 次モード) においては、上短板のモード形状を考慮 (上短板下面全面に $-z$ 方向の面荷重を負荷することによる上短板の上に凸の変形を避ける) し、上短板下面の面荷重は x 方向に関してはボルトヘッド間 (右図の四角で囲った範囲) のみに付与している。次に、長板の中立面の節点に固有値解析で得られた振動モードの z 方向成分 (面に垂直な方向成分) のみを与え (対称モードの場合は長板が上に凸の変形となるように)、接合接触面における接触圧力などを求める。接触解析のアルゴリズムは拡張ラグランジュ法を用い、収束性を向上させるために初期接触剛性を自動的に調整するようにしている。解析条件として、接触面の摩

擦係数は4・1節で示した0.25を用い、食い込み許容量は $1\mu\text{m}$ とした。なお、本論文では基礎的検討として、面荷重は接合面全体で均一とし、さらに強制変位の負荷中も一定値を付与する。

強制変位は、長板の曲げ変形が最大（4分の1周期）になるまでを100ステップに、続いて最大変形の状態から変形なし（半周期）に戻るまでも100ステップに分割し、ステップごとに与える。その結果、半周期で計200ステップ分の接触圧力、接触面積、すべり量が求まる。

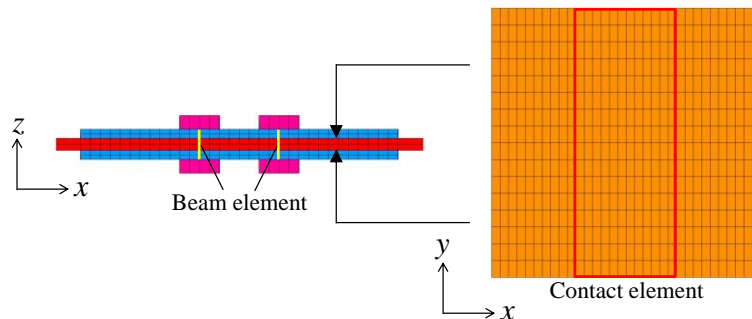


Fig. 9 Nonlinear FE model for contact analysis. The contact elements (Conta 173 and Targe 170) were defined on the contact interface region between the long and the two short plates, changing the linear FE model to a nonlinear FE model.

6. 面荷重が散逸エネルギーに及ぼす影響

接合面に付与する面荷重を変化させて散逸エネルギーを算出し、面荷重と散逸エネルギー（モード減衰比）の関係を求める。その結果から、モードごとの面荷重の適正值を求め、適正值の物理的な意味を検討する。

6・1 強制変位量の影響

図10に、短板長さ80mmの曲げ1次モードに関して、加振位置の強制変位を0.25mmから2mmまで変化させたときの面荷重と散逸エネルギーの関係を示す。横軸が面荷重で縦軸が散逸エネルギーである。どの強制変位においても面荷重が小さい場合は散逸エネルギーが小さいが、面荷重が大きくなるにしたがいほぼ比例的に散逸エネルギーが大きくなっていることがわかる。BournineらやChenらの研究のように、自由振動や強制力を作用させる場合は、スティックスリップ現象が生じ、ボルト締付トルクや面圧が大きくなるとスティック状態が支配的になり、散逸エネルギーが小さくなる。しかし本論文で取り上げた構造では、図1のように長板と短板が全面では接触せず、また離れたり接触したりする。さらに、強制力ではなく強制変位を与えているためにスティック状態が生じにくいと考えられる。その結果、面荷重が大きくなると摩擦力が大きくなり、それにすべり量が掛け合わされて散逸エネルギーが大きくなる。なお、検討した強制変位の範囲では、他のモードにおいても面荷重と散逸エネルギーの関係はほぼ比例関係にあり、同様な傾向となった。強制変位に対して散逸エネルギーが線形性を

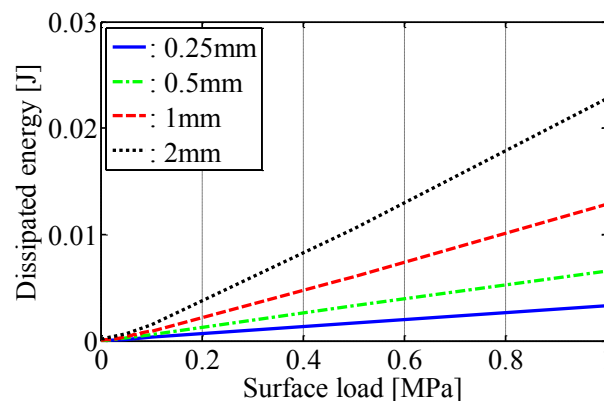


Fig. 10 Relationship between the dissipated energy and the surface load (1st bending mode). The dissipated energy increases linearly with increasing surface load. The other modes have the same tendency.

有する場合は、ある強制変位で散逸エネルギーを算出しておけば、特定の強制変位における散逸エネルギーが、再計算なしで容易に算定可能となる。しかし、強制変位が大きくなりすぎると、長板と短板との接触状態が強制変位の小さいときとは異なる可能性がある。そこで以降の解析では、すべてのモードで加振位置での変位を 0.5 mm として解析を行っている。

6・2 面荷重の適正值の検討

短板長さ 80 mm の 1 次から 4 次モードおよび短板長さ 60 mm の 1 次から 6 次モードに関して、面荷重を変化させて散逸エネルギーを求め、モード減衰比を推定した。図 11 に、短板長さ 80 mm の場合に得られた面荷重に対するモード減衰比の変化を示す。横軸は面荷重で縦軸はモード減衰比である。図中の破線は、図 4 の実験で得られたモード減衰比である。実験で得られたモード減衰比と実線が交差する位置の面荷重が、実験のモード減衰比を得るのに必要な面荷重である。各モードとも実験のモード減衰比を得るには、大きな面荷重を必要とすることがわかる。すなわち、精度よく散逸エネルギーを算出するためには面荷重は無視できず、適切な値を付与する必要がある。モードごとの面荷重の適正值を比較すると、モード減衰比がモード次数順に大きくなっていないにもかかわらず、適正值はモード次数順に大きくなっている。この傾向は、短板長さ 60 mm の場合も同様であった。

適正な面荷重の物理的な意味を検討するために、各モードの固有角振動数と面荷重の関係を調べる。図 12 に短板長さ 80 mm, 60 mm について、各モードの固有角振動数の 2 乗と面荷重の関係を示す。短板長さ 60 mm の 1 次モードを除くと必要な面荷重は角振動数の 2 乗にほぼ比例して増加していることがわかる。Bournine らや Chen らの研究においても面荷重の影響が検討されている。しかし、これらの研究は基本曲げモードのみの検討で、複数のモードでの検討がなされていない。その結果、本論文で示したモードごとに適正な面荷重が異なること、さらに本論文で検討した範囲ではあるが、適正な面荷重が角振動数の 2 乗にほぼ比例して増加するような関係は示されていない。

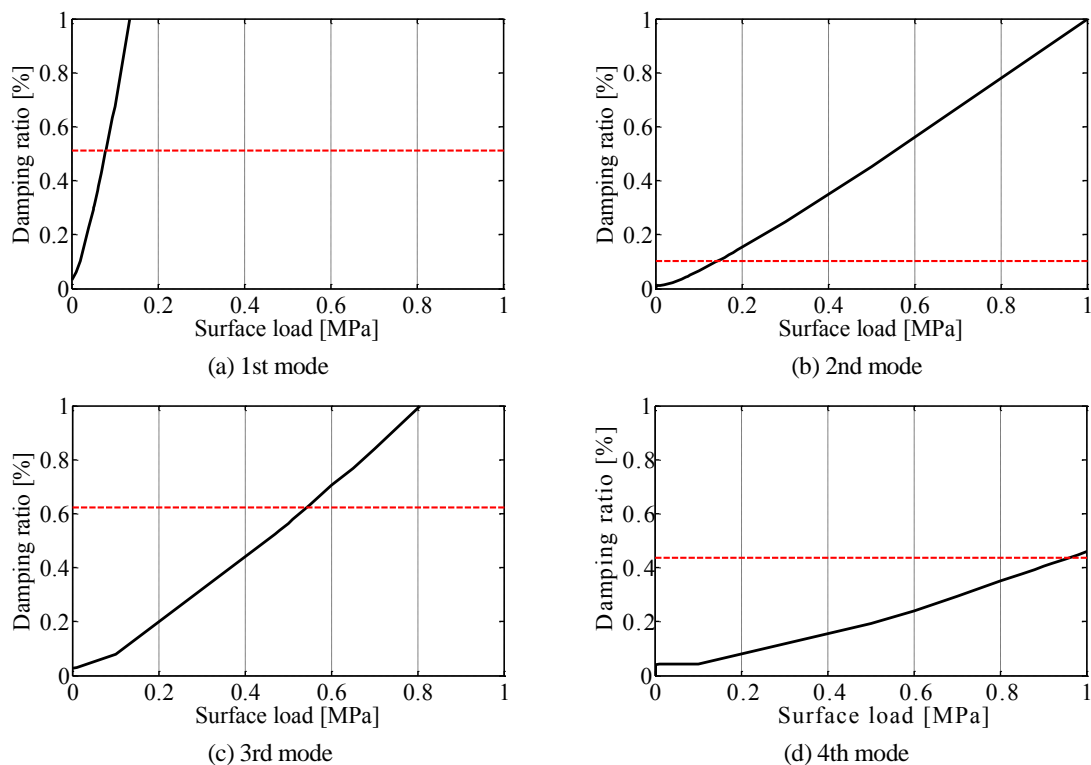


Fig. 11 Relationship between the damping ratio and the surface load (80 mm short plate length). The dashed line indicates the measured damping ratio shown in Fig. 4. The surface load at the intersection of the solid and dashed lines is required to obtain the same damping ratio as measured in the vibration testing.

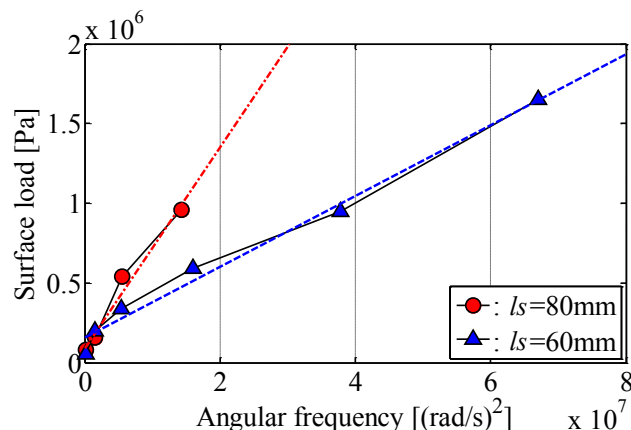


Fig. 12 Relationship between the surface load and the angular frequency. The necessary surface load varies almost proportionally with the square of the angular frequency.

また、短板長さ 80 mm の方が 60 mm に比べて大きな面荷重を必要とすることがわかる。これは、短板長さが長くなると長板と短板とが離れたときの相対変位、例えば、短板先端の長板と短板の間隔が大きくなることと関係していると考えられる。

6・3 面荷重の検証

図 12 の面荷重の近似式を求め、その近似式から得られた面荷重を用いて再度モード減衰比を推定し、実験値と比較する。近似式としては、次式の多項式を用いた。

$$p(x, y) \cong ax + by + cxy + d \quad (5)$$

ここで、 p は面荷重、 x は角振動数の 2 乗、 y は短板長さで、最小二乗法で図 12 中の 10 個のデータから係数 a , b , c , d を求めた。図 12 中の破線は近似結果である。

短板長さ 60mm と 80mm の近似直線を比較すると、角振動数の 2 乗が 0.5×10^7 以上では、同じ角振動数において 80mm の面荷重は 60mm の 2 倍程度であることがわかる。一方、短板長さ 60mm と 80mm の各先端位置における正規化振動モード（加振点位置の強制変位 0.5mm）の長板と短板間の最大間隔を比較すると、図 6 のいずれのモードにおいても短板長さ 80mm は 60mm の 2 倍程度になっていた。これは、6・2 節で述べたように、短板長さ 60mm と 80mm の面荷重の違いは、長板と短板の相対変位の大きさに依存していることを示している。

ところで、面荷重は 6・2 節で述べたモード順に大きくなる振動数に依存する成分以外に、構造が振動していない状態での成分も含まれると考えられる。そこで、近似式 (5) を用いて角振動数が 0 における面荷重を求めた。その結果、短板長さ 60 mm の場合 0.157 MPa, 80 mm の場合 0.089 MPa, 100 mm の場合 0.022 MPa となった。これらの値は角振動数に依存しない面荷重成分で、構造が振動していないときのボルト締付けによる面圧と関係していると推察される。すべての短板長さにおいて、同じ締付トルクで 4 本のボルトを締付けており、それらの締付力が接触面に分布すると仮定すると短板長さが長くなる（接触面積が大きくなる）ほど面圧は小さくなる。上記はその傾向と一致している。これらのことから、適正な面荷重は、構造が振動していないときの面荷重と構造が振動することによる振動数に依存する面荷重との複合と考えられる。

近似式から得られた面荷重を用いて推定したモード減衰比と実験値の比較を図 13 に示す。図 13(c)は、近似式に入れなかった短板長さ 100mm の結果（FRF の比較において、実験値と対応する 1 次から 3 次モードまで）である。短板長さ 60mm と 100mm の 1 次モードで推定誤差が大きくなっているが、それ以外では推定値は実験値と良い一致を示している。

以上のことから、本論文で提案した部分的な重なり部を有する接合構造の減衰特性の簡易推定法では、線形振動解析で得られた振動モードが実際の変形を近似可能な場合には、モードごとに適切な面荷重を接合面に付与することで、高い精度でモード減衰比すなわち散逸エネルギーが推定可能といえる。

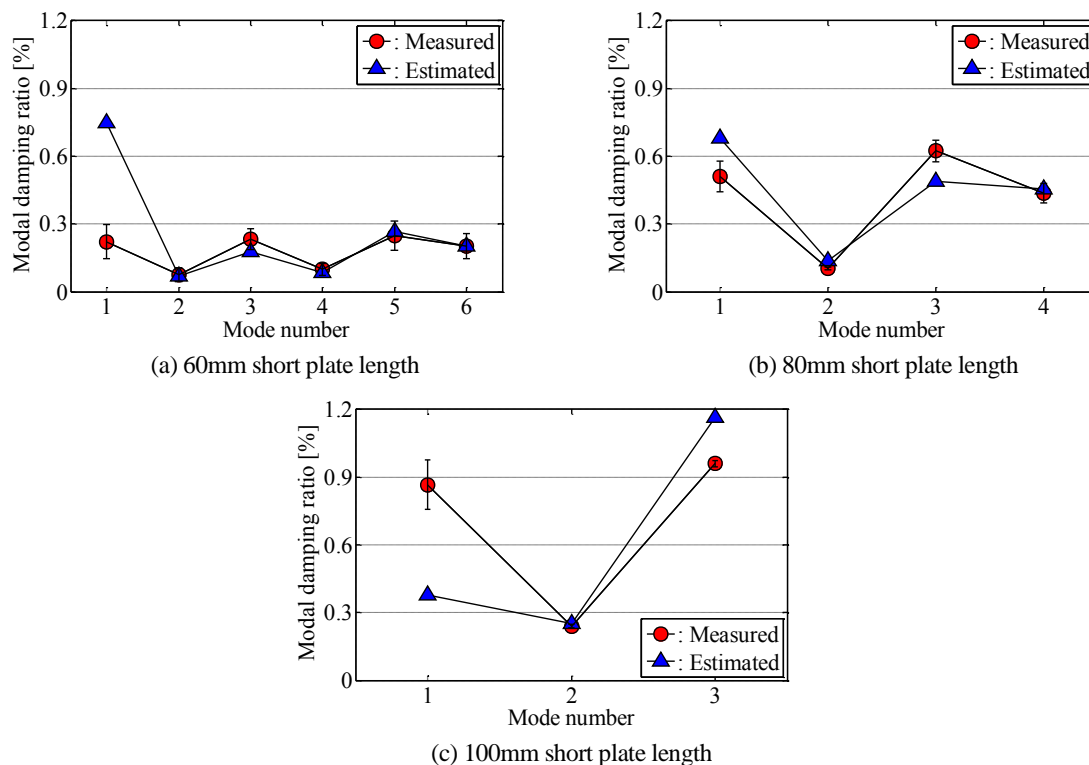


Fig. 13 Comparison of the estimated and measured damping ratios. The damping ratios estimated using the surface load predicted by Eq. (5) are in good agreement with the measured damping ratios for all modes and all short plate lengths except the 1st mode of the 60 mm and 100 mm short plate lengths.

本論文では特に、散逸エネルギーの算出において重要な接合面に付与する面荷重について検討した。基礎的検討として、接合面全体に均一な面荷重を与え、さらに強制変位の負荷中にも一定値を付与した。このような場合でも、面荷重の適正值は角振動数の2乗にほぼ比例し、さらに線形振動解析で得られた振動モードの長板と短板の相対変位の大きさに依存することが明らかになった。今後、これらの知見を基に面荷重の予測法に取り組む。

7. 結 言

本論文では、部分的な重なりを有する平板接合構造を対象に、モードごとの減衰特性を簡易に推定する方法を提案した。動的接触解析の代わりに静的接触解析を用い、静的接触解析の荷重条件として強制力ではなく強制変位を採用した。さらに強制変位として線形振動解析で得られた振動モードを用いることで、モード形状に依存した接合面における摩擦による散逸エネルギーの算定を可能にした。本論文では特に、散逸エネルギーの算出において重要な接合面に付与する面荷重について検討した。その結果、面荷重の適正值はモードごとに異なり、モード減衰比がモード次数順に大きくなるにもかかわらず、適正值はモード次数順に大きくなる。さらに適正值は角振動数の2乗にほぼ比例することが明らかになった。面荷重の近似式を作成し、それから得られた面荷重を用いてモード減衰比を推定し、実験値と比較したところ、近似式に含めない実験値の場合も含めて良い一致を示した。したがって、本論文で検討対象としたような部分的な重なりを有する接合構造の場合、提案した減衰特性の簡易推定法で、線形振動解析で得られた振動モードが実際の変形を近似可能な場合には、モードごとに適切な面荷重を付与することで、高い精度でモード減衰比すなわち散逸エネルギーが推定可能といえる。

本研究の応用としては、機械や鋼構造物のボルト締結部に本論文で提示したような短板を組み込み、構造全体の減衰を大きくすることを検討している。

謝 辞

本研究の一部は科学研究費補助金基盤研究(C)(24560257)の助成を受けたものである。記して謝意を表す。

文 献

- Abbadi, Z., Aubby, D., Germes, S., Jezequel, L. and Herpe, F.V., An improved model for dissipation in welding spot joints, *Proceedings of ISMA 2004* (2004), pp.1207–1220.
- Asadi, K., Ahmadian, H. and Jalali, H., Micro/macro-slip damping in beams with frictional contact interface, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.4704–4712.
- Bournine, H., Wagg, D.J. and Neild, S.A., Vibration damping in bolted friction beam-columns, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.330 (2011), pp.1665–1679.
- Chen, W. and Deng, X., Structural damping caused by micro-slip along frictional interfaces, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.47 (2005), pp.1191–1211.
- Dovstam, K., Goransson, P. and Gartmeier, O., On linear modeling of interface damping in vibration structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.4299–4312.
- 遠藤弘樹, 上野貴大, 丸井悦男, スポット溶接・ボルト接合が板構造物の減衰能および静剛性に与える影響, *設計工学*, Vol.41, No.6 (2006), pp.295–300.
- Goodman, L.E. and Klumpp J.H., Analysis of slip damping with reference to turbine-blade vibration, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol.23 (1956), pp.421–429.
- 岸本喜直, 遠藤満, ボルト結合を有する構造体の動特性評価法に関する研究, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.73, No.729 (2007), pp.1566–1573.
- Kuratani, F., Hirai, T., Koide, K and Kido, I., Damping in joined friction plates with partially overlapping interfaces, *Proceedings of 11th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics* (2013), Paper No.1019.
- 日本機械学会編, *振動のダンピング技術* (1998), p.63, 養賢堂.

References

- Abbadi, Z., Aubby, D., Germes, S., Jezequel, L. and Herpe, F.V., An improved model for dissipation in welding spot joints, *Proceedings of ISMA 2004* (2004), pp.1207–1220.
- Asadi, K., Ahmadian, H. and Jalali, H., Micro/macro-slip damping in beams with frictional contact interface, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.4704–4712.
- Bournine, H., Wagg, D.J. and Neild, S.A., Vibration damping in bolted friction beam-columns, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.330 (2011), pp.1665–1679.
- Chen, W. and Deng, X., Structural damping caused by micro-slip along frictional interfaces, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.47 (2005), pp.1191–1211.
- Dovstam, K., Goransson, P. and Gartmeier, O., On linear modeling of interface damping in vibration structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331 (2012), pp.4299–4312.
- Endo, H., Ueno, T. and Marui, E., Effect of spot welding and bolted joint on damping capacity or static rigidity of plate structures, *Journal of Japan Society for Design Engineering*, Vol.41, No.6 (2006), pp.295–300 (in Japanese).
- Goodman, L.E. and Klumpp J.H., Analysis of slip damping with reference to turbine-blade vibration, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol.23 (1956), pp.421–429.
- Kishimoto, Y. and Endo, M., Development of an estimation method of dynamic characteristics of structures with bolted joints, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.73, No.729 (2007), pp.1566–1573 (in Japanese).
- Kuratani, F., Hirai, T., Koide, K and Kido, I., Damping in joined friction plates with partially overlapping interfaces, *Proceedings of 11th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics* (2013), Paper No.1019.
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *The damping technology for vibration* (1998), p.63, Yokendo (in Japanese).